

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

Request Form for Translation

Translation Branch

S. Serial No.: 10/028 990

PTO 2003-4921

S.T.I.C. Translations Branch

Requester's Name: JIMMY NGUYEN

Phone No.: 3055304

Fax No.: _____

Office Location: CP2- 11E02

Art Unit/Org.: 3726

Group Director: _____

Is this for Board of Patent Appeals? No

Date of Request: 8/7/03

Date Needed By: 8/21/03

(Please do not write AS/AP-indicate a specific date)

AUG -8 2003

Equivalent
Searching

Foreign Patents

Phone: 308-0881
Fax: 308-0989
Location: Crystal Plaza 3/4
Room 2C01

Signature Required for RUSH: _____

Document Identification (Select One):

Note: Please attach a complete, legible copy of the document to be translated to this form**

☒ Patent Document No. 100 47729 A1
Language German
Country Code DE
Publication Date 4/18/2002
No. of Pages 4 (filled by STIC)
Author _____
Language _____
Country _____

☐ Other Type of Document _____
Country _____
Language _____

Document Delivery (Select Preference):

☐ Delivery to nearest EIC/Office Date: 8.10.03 (STIC Only)
☐ Call for Pick-up Date: _____ (STIC Only)
☐ Fax Back Date: _____ (STIC Only)

IC USE ONLY

by/Search

Processor: Solomon
Assigned: 8-8-03
Filled: 8-8-03
Equivalent found: No (Yes/No)

Doc. No.: _____
Country: _____

Remarks: _____

Translation

Date logged in: 8.11.03
PTO estimated words: 4531
Number of pages: _____
In-House Translation Available: _____
In-House: _____ Contractor: _____
Translator: _____ Name: MC
Assigned: _____ Priority: 5
Returned: _____ Sent: 8.18.03
Returned: 8.20.03

To assist us in providing the most cost effective service, please answer these questions:

Will you accept an English Language Equivalent?

No (Yes/No)

Will you accept an English abstract?

No (Yes/No)

Would you like a consultation with a translator to review the document prior to having a complete written translation?

No (Yes/No)

RECEIVED
2003 AUG 12 PM 12:31
TRANSLATIONS DIVISION
USPTO SCIENTIFIC LIBRARY

PTO 03-4921

German Patent No. DE 100 47 729 A1

MECHANICAL KNUCKLE-JOINT PRESS

Berthold Daub et al.

UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE
WASHINGTON, D.C. AUGUST 2003
TRANSLATED BY THE RALPH MCELROY TRANSLATION COMPANY

FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
 GERMAN PATENT AND TRADEMARK OFFICE
 PATENT NO. 100 47 729 A1
 (Offenlegungsschrift)

Int. Cl. ⁷ :	B 30 B	1/10
	B 30 B	1/14
	B 30 B	1/26
	B 21 J	9/18
Filing No.:	100 47 729.1	
Filing Date:	September 27, 2000	
Date Laid Open to Public Inspection:	April 18, 2002	

MECHANICAL KNUCKLE-JOINT PRESS

[Mechanische Kniehebelpresse]

Inventors:	Berthold Daub et al.
Applicant:	Gräbener Pressensysteme GmbH & Co. KG
References Cited:	DE 19 26 249 A GB 23 46 339 A EP 07 49 826 A2 JP 09-2 25 686 A PAJ: Patent Abstracts of Japan. CD-ROM 1997

The following information has been taken [unedited] from documents submitted by the applicant

Examination request according to §44 Patent Act has been filed

[0001]

The invention concerns a knuckle-joint press, which has at least one knuckle-joint system, which is driven by a drive and by means of which the press ram can be raised and lowered in the press stand relative to the mounting plate.

[0002]

Such a knuckle-joint press has become known from EP 0 749 826 A2. This press has a drive, which is arranged at the top and which has two driving cranks that rotate in opposite directions synchronized in terms of angle and two associated knuckle-joint systems. The knuckle-joint systems raise and lower the press ram with each driving crank acting on the associated knuckle-joint system in the toggle joint region. The lower end joints of both knuckle-joint systems are connected to each other by a coupling extending normal to the direction of motion of the press ram. The coupling interacts with the stationary guidance and support crossbars and guarantees that during the drive, resulting horizontal forces are intercepted and passed over a relatively large area into the guidance and support crossbars fixed by the stand.

[0003]

In practice, it is always necessary to implement different stroke heights. Therefore, known presses have mechanical stroke adjustment. This does enable changes to the stroke in the scope of the eccentricity of the cam shaft, but it is unavoidable that for small strokes, the knuckle-joint systems can no longer travel into the extended position.

[0004]

A common feature for known mechanical crank or eccentric presses is that they exhibit movement characteristics fixed by the design of the components used in the drive. So that these movement characteristics can be adapted to the process-specific requirements, special, multi-element drive mechanisms have been developed, which, however, are very complicated in terms of technology and are therefore also susceptible to failure. In addition, the stroke height depends on the machine width or press width, so that presses with greater stroke than the greatest fixed stroke require more space in width due to the kinematics.

[0005]

The invention is based on the task of creating a knuckle-joint press according to this class, which is distinguished by a modular construction and which can be adapted flexibly to the appropriate operation requirements with minimal expense, so that overall it enables improved operation and overcomes the dependency of stroke height on machine width.

[0006]

This task is accomplished in an amazingly simple way in that the drive housing is arranged so that it can pivot on the press stand. Because a drive housing that can pivot about a fixed point of rotation can be adjusted into various inclined positions relative to the press stand, several

advantages can be achieved simultaneously. Every stroke height can be associated with a certain pivot angle, which can be set so that the knuckle-joint system approaches the extended position both for the greatest and also for the smallest stroke. Thus, the force component acting on the cam shaft becomes smaller, an optimized path-time profile can also be set for small stroke heights, and positional deviations over the entire stroke adjustment range can be prevented in the bottom dead point. Depending on the inclined position or slope of the drive housing, the cam shaft for the drive of the knuckle-joint system is displaced corresponding to the point of rotation, which changes the stroke height, in general, without requiring a conventional, mechanical stroke adjustment.

[0007]

Furthermore, a press can be easily released from an overload. In the overload case, the drive housing can be pivoted away and thus the overload lifted, without causing a negative affect on the press stiffness. This is not the case for known presses, for which a press in overload is usually protected or released from overload by a hydraulic overload safety device. The component necessary for this purpose and arranged within the path of forces of the press introduces losses in stiffness.

[0008]

The drive housing can be pre-manufactured as a finished unit and then only has to be coupled to the knuckle-joint system or, for several knuckle-joint systems, to the knuckle-joint systems. Thus, the installation parts can be integrated successively into a single or multi-part stand. Here, within a series of presses with different pressing force, as many equivalent parts as possible can be used, e.g., the knuckle-joint system(s), the ram guidance, and the drive housing, even if, e.g., a different width is necessary.

[0009]

According to one configuration of the invention, an adjustment device engages the drive housing. This adjustment device can be of the mechanical or hydraulic variety so that it can always adjust the drive housing such that the knuckle-joint system can at least approximately reach the desired, extended position both for a large and also for a small stroke.

[0010]

If the adjustment device is configured preferably as a continuously operating regulating means, which generates, e.g., a computer-supported, adjustable hydraulic or electromotive movement, a variable path-time profile of the ram moved by the knuckle-joint systems can be

achieved. Here, it is the same whether simple knuckle-joint systems consisting of two articulated levers or modified knuckle-joint systems assembled from several articulated levers are used.

[0011]

According to another proposal of the invention, if two knuckle-joint systems are used, the two knuckle-joint systems are connected to each other by means of two parallel couplings. Then, only one cam shaft is necessary, which provides a significantly simpler drive mechanism, because the couplings guarantee synchronization of both knuckle-joint systems. Then, cranks running in the opposite sense are also no longer necessary. The couplings remain parallel to each other during the entire movement profile, with only a parallelogram displacement being produced in the interaction with the articulated levers of the knuckle-joint systems in the position at the top dead point. The transfer of motion from one knuckle-joint system to the other system through couplings enables the spacing of the two knuckle-joint systems to be adapted through simple change of the length of the couplings to the corresponding conditions before installation of the module of the knuckle-joint systems. Even for a narrow press, a large stroke can be implemented, because despite short couplings, a large stroke can be implemented, because the articulated lever of the knuckle-joint systems can be longer correspondingly.

[0012]

Additional characteristics and features of the invention can be inferred from the claims and the following description of embodiments of the invention illustrated in the drawing. Shown are:

[0013]

Figure 1, in front view, a simplified knuckle-joint press;*

[0014]

Figure 2, in schematic diagram, the drive mechanism of the knuckle-joint press according to Figure 1 with the position of the knuckle joint in the bottom dead point;

[0015]

Figure 3, a diagram corresponding to Figure 2 with the position of the knuckle joint in the top dead point;

* [No figures were included in the original.]

[0016]

Figure 4, a schematic diagram of the positional deviation or displacement for a knuckle-joint press included in the state of the art;

[0017]

Figure 5, a drive schematic of the press according to Figure 1 with adjustment of the point of rotation of the cam shaft;

[0018]

Figure 6, for a modified press featuring three articulated levers per knuckle-joint system, the operation with continuous adjustment of the point of rotation of the cam shaft;

[0019]

Figure 7, a diagram corresponding to Figure 6, but as opposed to that with two articulated levers per knuckle-joint system;

[0020]

Figure 8, in a schematic diagram, the horizontal force resulting for knuckle-joint systems extended as far as possible; and

[0021]

Figure 9, in contrast to Figure 8, the horizontal force resulting for non-extended knuckle-joint systems.

[0022]

A knuckle-joint press 1 shown in Figure 1 with a press stand 2, e.g., built as a welded construction, is configured with a drive system arranged at the top. In the embodiment, this includes a left and right knuckle-joint system 3a and 3b, respectively, which are connected to each other by means of two parallel couplings 4a, 4b. Alternatively, there can also be only one knuckle-joint system. A connecting rod 7 supported on a cam shaft 6 extends from a drive housing 5 arranged at one side of the press stand 2. The front end of the connecting rod connects to articulated shafts 9, 10, which simultaneously represent the connections for the articulated lever 11 or 12 of the knuckle-joint system 3b. Such articulated shafts 9 or 10 are provided on the knuckle-joint system 3b removed from the drive housing 5 as connections on one side to the couplings 4a, 4b and on the other side to the articulated levers 11, 12 located there.

[0023]

The knuckle-joint systems 3a, 3b carry a press ram 16 arranged in a window 14 of the press stand 2 in lateral guides 15 by means of spindles 13. During rotation of the cam shaft 6, this shaft transfers the drive motion by means of the connecting rod 7 to the knuckle-joint systems 3a, 3b, whose articulated levers 11, 12 bend or extend in the articulated shafts 9, 10 corresponding to the motion profile and move the press ram back and forth or up and down in the direction towards the mounting plate 17 for processing a workpiece that is not shown. In the operating situation according to Figure 1, the press ram 16 is located in the bottom dead point, with the knuckle-joint systems 3a, 3b assuming an extended position as much as possible, as can also be seen in the schematic drawing according to Figure 2 corresponding to this position. The resulting great advantage of a small horizontal force near the extended position of the knuckle-joint systems 3a, 3b is made clear by Figure 8; here, the horizontal force F_H is significantly smaller than for a non-extended position of the knuckle-joint systems shown in Figure 9 for comparison, where a much greater horizontal force F_{H1} is produced.

[0024]

A bent position of the knuckle-joint systems as shown schematically in Figure 9 is unavoidable for known presses when the press is converted from its maximum stroke to a smaller working stroke of the press ram 16 by means of mechanical stroke adjustments. Reaching the greatest possible extended position of the knuckle-joint systems 3, 3b is enabled for the knuckle-joint press 1 according to Figure 1 such that the drive housing 5 is arranged on the press stand 2 so that it can pivot about a point of rotation 18 and thus is pivoted into an inclined position, which corresponds to the particular stroke and which also guarantees for smaller working strokes an extended position of the knuckle-joint systems 3a, 3b shown in Figure 8. Here, the point of rotation 20 of the cam shaft 6 changes, where each stroke angle can be associated with a certain pivot angle ϕ , as shown in Figure 5. In this figure, the arrangement of the drive housing according to Figure 1 in the original position is shown with solid lines and in an inclined or angled position of the drive housing 5 with dashed lines.

[0025]

Known knuckle-joint presses require mechanical stroke adjustments for processing with different stroke heights. However, these presses produce, as shown in Figure 4, positional deviations 21 at the bottom dead point. If an adjustment from the smallest stroke 22 to the greatest stroke 23 is performed in the drive system with the inclined setting of the drive housing 5 and with the connection of the two knuckle-joint systems 3a, 3b by means of couplings 4a, 4b, due to the possible displacement of the point of rotation 20 of the cam shaft 6, not only is such positional

deviation at the bottom dead point prevented, but for simultaneous changing of the pivot angle ϕ , a mechanical stroke adjustment device is also no longer necessary. During the entire movement, the couplings 4a, 4b assume a constantly parallel position to each other; only a displacement of a parallelogram is realized, as can be seen from Figure 3 showing the position in the top dead point.

[0026]

In Figures 6 and 7, for a simple knuckle-joint system 3b (cf. Figure 7) and for a modified knuckle-joint system 103b (cf. Figure 6), respectively, modifications of the adjustment device 119 for pivoting the drive housing 5 into an inclined or angled position are shown. Here, continuously operating (mechanical, hydraulic, or electromotive) adjustment devices 119, which constantly adjust the drive housing according to arrow 24 about the pivot point 18 supported by a computer, allow a variable path-time profile to be set for the kinematics of the press ram 16. The ability of the drive housing 5 to pivot further produces the effect that in a simple way, an overloaded press can be released, wherein merely the drive housing 5 has to be pivoted away.

[0027]

For the knuckle-joint press 1 according to Figure 1, a production-favorable modular construction can be implemented, both for the drive arranged at the top and also for the press stand, which, instead of as a welded construction, e.g., can also be built with stands attached to a mounting-plate standard module. Then not only the drive housing 5 with the associated components, but also the knuckle-joint systems can be provided as a separate module and then installed in the press stand from the side or from above. This creates the prerequisite to provide within a series of press forces, the greatest possible number of equivalent parts. Furthermore, it is possible with this drive concept to operate a narrow press with a large stroke. The two knuckle-joint systems 3a, 3b can be changed in a simple way in their spacing by the installation of couplings with a different desired length.

Claims

1. Knuckle-joint press (1), which has at least one knuckle-joint system (3a;3b) that is driven by a drive and that can move the press ram (16) in the press stand (2) up and down relative to the mounting plate (17), characterized in that the drive housing (5) is arranged on the press stand (2) so that it can pivot.
2. Knuckle-joint press according to Claim 1, characterized by an adjustment device (19;119) attached to the drive housing (5).
3. Knuckle-joint press according to Claim 2, characterized in that the adjustment device (119) is built as a continuously operating control means.

4. Knuckle-joint press according to one of Claims 1-3, configured with two knuckle-joint systems, characterized in that the two knuckle-joint systems (3a,3b) are connected to each other by two parallel couplings (4a,4b).



⑬ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 100 47 729 A 1**

⑤ Int. Cl. 7:
B 30 B 1/10
B 30 B 1/14
B 30 B 1/26
B 21 J 9/18

② Aktenzeichen: 100 47 729.1
② Anmeldetag: 27. 9. 2000
④ Offenlegungstag: 18. 4. 2002

DE 100 47 729 A 1

⑦ Anmelder:
Gräbener Pressensysteme GmbH & Co. KG, 57250
Netphen, DE
⑦ Vertreter:
Hemmerich und Kollegen, 57072 Siegen

⑦ Erfinder:
Daub, Berthold, 57250 Netphen, DE; Fiergolla,
Georg, 57074 Siegen, DE; Schultens, Christian,
57572 Niederrischbach, DE; Gräbener, Thomas, Dr.,
57290 Neunkirchen, DE

⑤ Entgegenhaltungen:
DE 19 26 249 A
GB 23 46 339 A
EP 07 49 826 A2
JP 09-2 25 686 A
PAJ: Patent Abstracts of Japan. CD-Rom 1997;

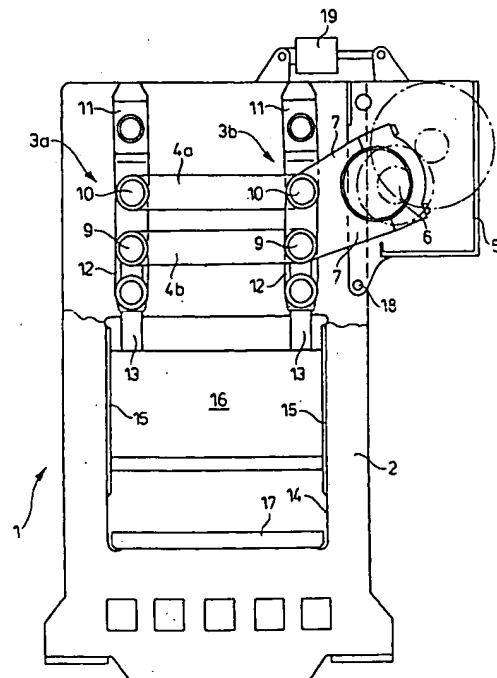
PTO 2003-4921

S.T.I.C. Translations Branch

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

- ④ Mechanische Kniehebelpresse
⑤ Bei einer Kniehebelpresse (1), die zumindest ein von einem Antrieb beaufschlagtes Kniehebelsystem (3a; 3b) zum Heben und Senken des Pressenstößels (16) im Pressenständer (2) relativ zum Pressentisch (17) aufweist, ist das Antriebsgehäuse (5) schwenkbar am Pressenständer (2) angeordnet.



DE 100 47 729 A 1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Kniehebelpresse, die zumindest ein von einem Antrieb beaufschlagtes Kniehebelsystem aufweist, über das der Pressenstößel im Pressenständer relativ zum Pressentisch heb- und senkbar ist.

[0002] Eine solche Kniehebelpresse ist durch die EP 0 749 826 A2 bekanntgeworden. Diese Presse besitzt einen oben angeordneten Antrieb, welcher zwei gegenläufig und winkelsynchron drehbewegliche Antriebskurbeln und zwei zugehörige Kniehebelsysteme aufweist, die den Pressenstößel heben und senken, wobei jede Antriebskurbel im Kniegelenkbereich am zugehörigen Kniehebelsystem angreift. Die unteren Endgelenke beider Kniehebelsysteme sind miteinander durch eine sich normal zur Bewegungsrichtung des Pressenstößels erstreckende Koppel verbunden. Die Koppel wirkt mit den ortsfesten Führungs- und Stütztraversen zusammen und gewährleistet, daß während des Betriebs der Kniehebelpresse aus den Kniehebelsystemen des Antriebs resultierende Horizontalkräfte aufgefangen und relativ großflächig in die ständerfesten Führungs- und Stütztraversen eingeleitet werden.

[0003] In der Praxis ist es immer wieder erforderlich, unterschiedliche Hubhöhen zu verwirklichen. Bei bekannten Pressen ist daher eine mechanische Hubverstellung vorgesehen. Diese ermöglicht zwar Änderungen des Hubes im Rahmen der Exzentrizität der Exzenterwelle, jedoch ist dabei unvermeidlich, daß bei eingestellten kleineren Hübten die Kniehebelsysteme nicht mehr in Strecklage gefahren werden können.

[0004] Den bekannten mechanischen Kurbel- oder Exzenterpressen ist gemeinsam, daß sie eine durch die Auslegung der im Antrieb verwendeten Bauelemente festgelegte Bewegungscharakteristik aufweisen. Damit diese Bewegungscharakteristik den verfahrenstechnischen Anforderungen angepaßt werden kann, wurden spezielle, vielgliedrige Antriebsmechanismen entwickelt, die allerdings technisch sehr aufwendig und daher auch störanfällig sind. Hinzu kommt, daß eine Abhängigkeit zwischen der Hubhöhe und der Maschinen- bzw. Pressenbreite besteht, so daß Pressen mit höherem Hub als den festgelegten größten Hub aufgrund der Kinematik mehr Bauraum in der Breite benötigen.

[0005] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine gattungsgemäße Kniehebelpresse zu schaffen, die sich durch eine modulare Bauweise auszeichnet und mit geringem Aufwand flexibel an die jeweiligen Betriebs-Erfordernisse anpassen läßt, dabei eine insgesamt verbesserte Betriebsweise ermöglicht und die Abhängigkeit von Hubhöhe zu Maschinenbreite beseitigt.

[0006] Diese Aufgabe wird in verblüffend einfacher Weise dadurch gelöst, daß das Antriebsgehäuse schwenkbar am Pressenständer angeordnet ist. Indem sich das um einen fixen Drehpunkt verschwenkbare Antriebsgehäuse in Bezug auf den Pressenständer in verschiedene Schräglagen verstellen läßt, können mehrere Vorteile gleichzeitig erreicht werden. Jeder Hubhöhe kann ein bestimmter Schwenkwinkel zugeordnet werden, der sich so bestimmen läßt, daß das Kniehebelsystem sowohl bei größtem als auch bei kleinstem Hub annähernd in eine Strecklage kommt. Damit wird die auf die Exzenterwelle wirkende Kraftkomponente kleiner, stellt sich auch bei kleinen Hubhöhen ein optimierter Weg-Zeit-Verlauf ein und können im unteren Totpunkt Lageabweichungen über den gesamten Hubverstellbereich vermieden werden. Abhängig von der Schräglage bzw. Neigung des Antriebsgehäuses verlagert sich entsprechend der Drehpunkt der Exzenterwelle für den Antrieb des Kniehebelsystems, womit sich die Hubhöhe verändert, ohne hierzu im übrigen eine klassische mechanische Hubverstellung zu be-

nötigen

[0007] Weiterhin ist bei einer in Überlast stehenden Presse eine leichte Lösbarkeit möglich. Denn im Überlastfall läßt sich das Antriebsgehäuse wegschwenken und so die Überlast aufheben, ohne daß ein negativer Einfluß auf die Pressensteifigkeit vorliegt. Dies ist bei den bekannten Pressen nicht der Fall, bei denen eine in Überlast stehende Presse in der Regel über eine hydraulische Überlastsicherung gesichert bzw. gelöst wird. Das hierzu benötigte, im Kraftfluß der Presse angeordnete Bauteil bringt nämlich Einbußen der Steifigkeit mit sich.

[0008] Das Antriebsgehäuse läßt sich als fertige Einheit vorfertigen und braucht dann lediglich noch an das Kniehebelsystem oder – bei mehreren vorhandenen Kniehebelsystemen – an die Kniehebelsysteme angelinkt zu werden. Die Einbauteile können somit in den einteiligen oder mehrteiligen Ständer sukzessive integriert werden. Dabei lassen sich innerhalb einer Pressenreihe mit unterschiedlicher Preßkraft, auch wenn z. B. eine abweichende Breite erforderlich ist, doch möglichst viele Gleichteile verwenden, z. B. das bzw. die Kniehebelsysteme, die Stößelführung und das Antriebsgehäuse.

[0009] Nach einer Ausführung der Erfindung greift an das Antriebsgehäuse eine Verstellereinrichtung ein. Diese kann mechanischer bzw. hydraulischer Art sein, um das Antriebsgehäuse stets so zu verstellen, daß das Kniehebelsystem sowohl bei großem, als auch bei kleinem Hub die gewünschte, zumindest angenäherte Strecklage erreichen kann.

[0010] Wenn die Verstellereinrichtung vorzugsweise als kontinuierlich arbeitendes Stellmittel ausgebildet ist, das z. B. eine rechnergestützt regelbare hydraulische bzw. elektromotorische Bewegung erzeugt, kann ein variabler Weg-Zeit-Verlauf des von den Kniehebelsystemen bewegten Stößels erreicht werden. Hierbei ist es gleich, ob einfache, aus zwei Gelenkhebeln bestehende oder modifizierte, sich aus mehreren Gelenkhebeln zusammensetzende Kniehebelsysteme verwendet werden.

[0011] Nach einem weiteren Vorschlag der Erfindung sind bei zwei verwendeten Kniehebelsystemen die beiden Kniehebelsysteme über zwei parallel zueinander angeordnete Koppeln miteinander verbunden. Es ist dann nur noch eine Exzenterwelle nötig womit ein wesentlich einfacherer Antriebsmechanismus vorliegt, da über die Koppeln ein Gleichlauf beider Kniehebelsysteme gewährleistet wird; es sind dann auch keine gegensinnig laufenden Kurbeln mehr erforderlich. Die Koppeln bleiben während des gesamten Bewegungsablaufs parallel zueinander, wobei sich im Zusammenspiel mit den Gelenkhebeln der Kniehebelsysteme in der Stellung zum oberen Totpunkt hin lediglich eine Parallelogrammverschiebung ergibt. Die Bewegungsübertragung von dem einen zu dem anderen Kniehebelsystem durch Koppeln ermöglicht es, vor dem Einbau des Moduls der Kniehebelsysteme den Abstand der beiden Kniehebelsysteme durch einfaches Verändern der Länge der Koppeln an den jeweiligen Bedarfsfall anzupassen. Selbst bei einer schmalen Presse kann damit ein großer Hub verwirklicht werden, da trotz kurzer Koppeln ein großer Hub verwirklicht werden kann, weil sich die Gelenkhebel der Kniehebelsysteme entsprechend länger vorsehen lassen.

[0012] Weitere Einzelheiten und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den Ansprüchen und der nachfolgenden Beschreibung von in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispielen der Erfindung. Es zeigen:

[0013] Fig. 1 in Vorderansicht eine vereinfacht dargestellte Kniehebelpresse;

[0014] Fig. 2 in schematischer Darstellung die Antriebskinematik der Kniehebelpresse nach Fig. 1 mit Stellung der Kniehebel im unteren Totpunkt;

[0015] Fig. 3 eine der Fig. 2 entsprechende Darstellung mit Stellung der Kniehebel im oberen Totpunkt;

[0016] Fig. 4 eine schematische Darstellung der Lageabweichung bzw. -verschiebung bei einer zum Stand der Technik zählenden Kniehebelpresse;

[0017] Fig. 5 eine Antriebs-Schemazeichnung der Presse nach Fig. 1 mit Verstellung des Drehpunktes der Exzenterwelle;

[0018] Fig. 6 bei einer modifizierten, drei Gelenkhebel pro Kniehebelsystem aufweisenden Presse die Betriebsweise mit kontinuierlicher Verstellung des Drehpunktes der Exzenterwelle;

[0019] Fig. 7 eine der Fig. 6 entsprechende Darstellung mit demgegenüber zwei Gelenkhebel pro Kniehebelsystem;

[0020] Fig. 8 in schematischer Darstellung die bei weitestgehend durchgestreckten Kniehebelsystemen auftretende Horizontalkraft; und

[0021] Fig. 9 in Gegenüberstellung zur Fig. 8 die bei nicht durchgestreckten Kniehebelsystemen auftretende Horizontalkraft.

[0022] Eine in Fig. 1 gezeigte, einen beispielsweise als Schweißkonstruktion ausgeführten Pressenständer 2 aufweisende Kniehebelpresse 1 ist mit einem obenliegenden Antriebssystem ausgebildet. Dieses umfaßt im Ausführungsbeispiel ein links und ein rechts angeordnetes Kniehebelsystem 3a bzw. 3b, alternativ könnte auch nur ein Kniehebelsystem vorgesehen werden, die über zwei parallel zueinander angeordnete Koppeln 4a, 4b miteinander verbunden sind. Von einem am Pressenständer 2 seitlich angeordneten Antriebsgehäuse 5 geht ein auf einer Exzenterwelle 6 gelagertes Pleuel 7 aus, dessen vorderes Ende an Gelenkachsen 9, 10 angreift, die gleichzeitig die Anbindungen für die Gelenkhebel 11 bzw. 12 des Kniehebelsystems 3b darstellen. Eben solche Gelenkachsen 9 bzw. 10 sind an dem vom Antriebsgehäuse 5 entfernten Kniehebelsystem 3a als Anlenkungen einerseits zu den Koppeln 4a, 4b und andererseits den dortigen Gelenkhebeln 11, 12 vorhanden.

[0023] Die Kniehebelsysteme 3a, 3b tragen über Spindeln 13 einen in einem Fenster 14 des Pressenständers 2 in Seitenführungen 15 angeordneten Pressenstößel 16. Beim Umlaufen der Exzenterwelle 6 überträgt diese mittels des Pleuels 7, die Antriebsbewegung auf die Kniehebelsysteme 3a, 3b, deren Gelenkhebel 11, 12 entsprechend dem Bewegungsablauf in den Gelenkachsen 9, 10 abknicken bzw. sich strecken und den Pressenstößel in Richtung auf den Pressentisch 17 zur Bearbeitung eines nicht gezeigten Werkstückes auf und ab bewegen bzw. heben und senken. In der Betriebs-situation nach Fig. 1 befindet sich der Pressenstößel 16 im unteren Totpunkt, wobei die Kniehebelsysteme 3a, 3b eine weitestgehend gestreckte Lage einnehmen, wie das auch in der dieser Position entsprechenden Schema-Zeichnung gemäß Fig. 2 zu entnehmen ist. Der damit erreichte große Vorteil einer kleinen Horizontalkraft bei annähernder Strecklage der Kniehebelsysteme 3a, 3b wird durch Fig. 8 verdeutlicht; die Horizontalkraft F_H ist hier wesentlich kleiner als bei einer im Vergleich dazu in Fig. 9 gezeigten, nicht gestreckten Lage der Kniehebelsysteme, bei der eine sehr viel größere Horizontalkraft F_{H1} vorliegt.

[0024] Eine wie in Fig. 9 schematisch gezeigte Knicklage der Kniehebelsysteme ist bei bekannten Pressen unvermeidlich, wenn mittels der zu diesem Zweck vorhandenen mechanischen Hubverstellungen die Presse von ihrem maximalen Hub auf einen kleineren Arbeitshub des Pressenstößels 16 umgestellt wird. Das Erreichen einer weitestgehenden Strecklage der Kniehebelsysteme 3, 3b wird bei der Kniehebelpresse 1 nach Fig. 1 dadurch ermöglicht, daß das Antriebsgehäuse 5 um einen Drehpunkt 18 schwenkbar am Pressenständer 2 angeordnet und daher in eine dem jeweili-

gen Hub entsprechende, auch bei kleiner werdenden Arbeitshüben eine in Fig. 8 gezeigte Strecklage der Kniehebelsysteme 3a, 3b gewährleistende Schrägposition verschwenkt wird. Hierdurch ändert sich der Drehpunkt 20 der Exzenterwelle 6, wobei sich jeder Hubwinkel ein bestimmter Schwenkwinkel ϕ zuordnen läßt, wie in Fig. 5 dargestellt. In dieser Figur wird in durchgezogenen Linien die Anordnung des Antriebsgehäuses gemäß Fig. 1 in der Ausgangslage und strichpunktiert in einer Neigungs- bzw. Schräglage des Antriebsgehäuses 5 gezeigt.

[0025] Während bekannte Kniehebelpressen zum Arbeiten mit unterschiedlichen Hubhöhen mechanische Hubverstellungen benötigen, wobei es aber – wie in Fig. 4 gezeigt – im unteren Totpunkt zu Lageabweichungen 21 kommt, wenn eine Verstellung vom kleinsten Hub 22 zum größten Hub 23 hin erfolgt, wird bei dem Antriebssystem mit Neigungseinstellung des Antriebsgehäuses 5 und Verbindung der beiden Kniehebelsysteme 3a, 3b über Koppeln 4a, 4b aufgrund der möglichen Verlagerung des Drehpunktes 20 der Exzenterwelle 6 nicht nur eine solche Lageabweichung im unteren Totpunkt vermieden, sondern es ist bei gleichzeitigem Verändern des Schwenkwinkels ϕ auch keine mechanische Hubverstell-Einrichtung mehr erforderlich. Die Koppeln 4a, 4b nehmen während des gesamten Bewegungsablaufs eine zueinander stets parallele Lage ein; es erfolgt lediglich eine Verschiebung zu einem Parallelogramm, wie aus der die Stellung im oberen Totpunkt zeigenden Fig. 3 zu entnehmen ist.

[0026] In den Fig. 6 und 7 sind für ein einfaches Kniehebelsystem 3b (vgl. Fig. 7) bzw. für ein modifiziertes Kniehebelsystem 103b (vgl. Fig. 6) Abwandlungen der Verstelleinrichtung 119 zum Verschwenken des Antriebsgehäuses 5 in eine Schräg- bzw. Neigungslage dargestellt. Hier in Form von kontinuierlich arbeitenden (mechanisch, hydraulisch oder elektromotorisch) Verstelleinrichtungen 119, die z. B. rechnergestützt das Antriebsgehäuse gemäß Pfeil 24 stetig um den Schwenkpunkt 18 verstellen, womit sich für die Kinetik des Pressenstößels 16 ein variabler Weg-Zeit-Verlauf einstellen läßt. Die Verschwenkbarkeit des Antriebsgehäuses 5 bringt es weiter mit sich, daß auf einfache Weise eine in Überlast stehende Presse gelöst werden kann, wozu nämlich lediglich das Antriebsgehäuse 5 weggeschwenkt werden muß.

[0027] Bei der Kniehebelpresse 1 nach Fig. 1 läßt sich weiterhin eine herstellungsgünstige Modul-Bauweise verwirklichen, und dies sowohl für den Pressenständer, der statt als Schweißkonstruktion beispielsweise auch mit an ein Pressentisch-Grundmodul anzusetzenden Ständern ausgebildet sein kann, als auch für den obenliegenden Antrieb. Denn nicht nur das Antriebsgehäuse 5 mit den dazugehörigen Bauteilen, sondern auch die Kniehebelsysteme lassen sich als jeweils separates Modul vorsehen und dann von der Seite bzw. von oben in den Pressenständer einbauen. Es wird hiermit die Voraussetzung geschaffen, innerhalb einer Preßkraftreihe mit möglichst vielen Gleichteilen auskommen zu können. Weiterhin ist es möglich, mit dieser Antriebskonzeption eine schmale Presse mit großem Hub zu betreiben. Die beiden Kniehebelsysteme 3a, 3b können in ihrem Abstand in einfacher Weise durch den Einbau von Koppeln mit einer anderen, gewünschten Länge verändert werden.

Patentansprüche

1. Kniehebelpresse (1), die zumindest ein von einem Antrieb beaufschlagtes Kniehebelsystem (3a; 3b) aufweist, über das der Pressenstößel (16) im Pressenständer (2) relativ zum Pressentisch (17) heb- und senkbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß das Antriebsge-

häuse (5) schwenkbar am Pressenständer (2) angeordnet ist.

2. Kniehebelpresse nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch eine an das Antriebsgehäuse (5) angreifende Verstelleinrichtung (19; 119).

5

3. Kniehebelpresse nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Verstelleinrichtung (119) als kontinuierlich arbeitendes Stellmittel ausgebildet ist.

4. Kniehebelpresse nach einem der Ansprüche 1 bis 3, ausgeführt mit zwei Kniehebelsystemen, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Kniehebelsysteme (3a, 3b) über zwei parallel zueinander angeordnete Koppeln (4a, 4b) miteinander verbunden sind.

10

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65